№ 9. Warszawa, 25 września 1935 r. Rok XIII

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI, 32, m. 12. TEL. 8-81-47.

GODZINY BIUROWE: ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

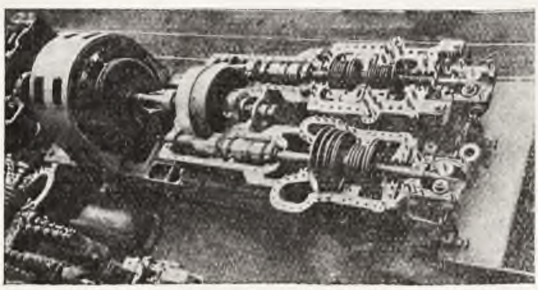
Prof. Dr. Inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI.

POSTĘPY W BUDOWIE TURBIN PAROWYCH.

(Por. *Technika Cieplna*, 1935, str. 96)

III. Turbiny pracujące z pobieraniem pary.

Turbiny te odgrywają dziś w okresie przesilenia gospodarczego, w którym trzeba dążyć do zmniejszenia wszelkich kosztów, bardzo dużą rolę.

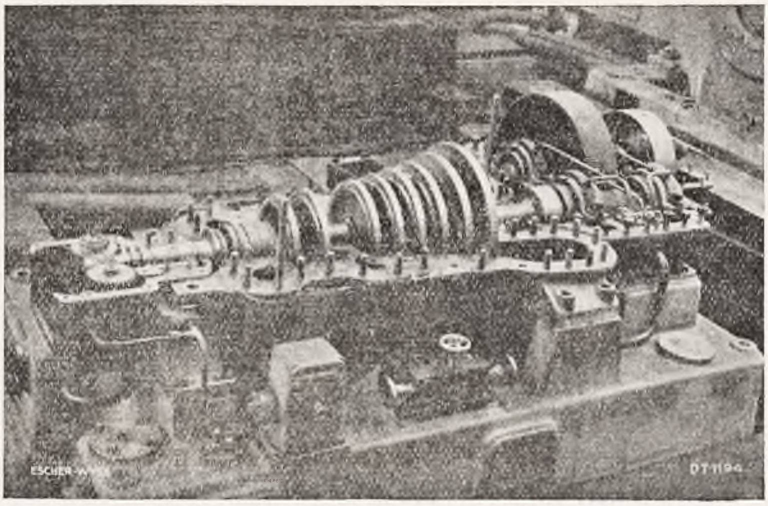


Rys. 40

Z wyjątkiem firmy *Siemens-Schuckert*, która w dwukadłubowych turbinach tego rodzaju buduje cylinder wysokoprężny o promieniowym przepływie pary, stosowany jest w tej dziedzinie wyłącznie system osiowy. Przy niezbyt dużym spadku adjabatycznym i mniejszej przełykowej objętości pary prawie wszystkie wytwórnie polecają słusznie jednokadłubowe typy szybkobieżne, pracujące z przekładnią zębatą. Niektóre fabryki stosują nawet w turbinach dwukadłubowych przekładnię zębatą, np. rys. 40 przedstawia turbinę budowy *Tow. A.E.G.* o mocy 3200 *kW*, $n = 5500/1000$ *obr/min*, $p_1 = 42$ *atn*, $t_1 = 475^{\circ}C$, pobieranie pary przy $p_2 = 20$ *atn* i $p_3 = 5$ *atn*, praca z kondensacją.

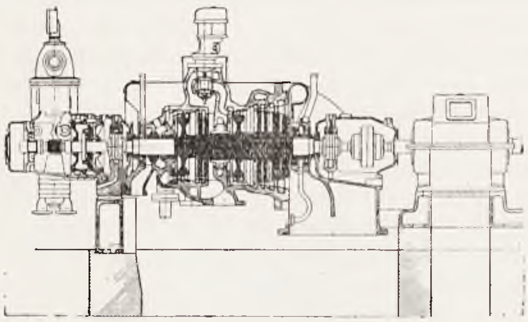
Turbiny pracujące z pobieraniem pary posiadają prawie zawsze stopień regulacyjny tak w części wysoko — jak i niskoprężnej, aby otrzymać mało zmieniające się jednostkowe zużycie pary przy różnych obciążeniach i różnych pobieraniach pary. W silnikach szybkobieżnych uzyskuje się korzystną liczbę Parsonsa nawet przy stosunkowo niedużej liczbie wieńców wirnikowych. Oczywiście ustrój turbin pracujących z pobieraniem pary zależy od warunków pracy i od wysokości ciśnienia pary pobieranej. Jeżeli np. spadek adjabatyczny cieplika aż do miejsca pobierania pary jest nieduży i turbina pracuje z kondensacją, to najlepiej pobierać parę za stopniem regulacyjnym i wykonać niskoprężną część jako wielostopniową. Natomiast przy pobieraniu pary o niskiem ciśnieniu i bardzo rzadko zachodzącej pracy z kondensacją, lub pracy z przeciwprężnością, — wystarczy czasem zastosowanie koła Curtisa jako części niskoprężnej, natomiast część wysokoprężną wykonywa się o kilku stopniach ciśnienia.

Turbiny pracujące z pobieraniem pary, z wałem gibkim i z przekładnią zębatą przedstawiają rysunki 41 i 42, mianowicie: a) Rys. 41 — akcyjna turbina kondensacyjna firmy *Escher-Wyss*; moc = 650 *kW*; $n = 9000/1500$ *obr/min*; $p_1 = 14{,}5$ *atn*; $t_1 = 325^{\circ}C$; próżnia 95%; ilość pobieranej pary od 0 do 5 *t/h* przy ciśnieniu 5 *atn*. Ciśnienie i temperatura pary dolotowej są zbyt niskie, aby korzyści pobierania pary były duże; b) Rys. 42 — kondensacyjna turbina Curtis-akcyjna *Tow. Ł. B.* uruchomiona w Polsce w r. 1935; — moc = 500 *kW*; $n = 7000/1500$ *obr/min*; $p_1 = 22$ *atn*; $t_1 = 375^{\circ}C$; woda chłodząca 27°C; ilość pobieranej pary od 0 do 4,8 *t/h* przy 4,5 *atn* oraz niesterowany samoczynnie odbiór pary za pierwszem kołem Curtisa 0,5 *t/h* o ciśnieniu 7 do 8 *atn*. Pierwszy stopień regulacyjny jest zasilany zapomocą trzech zaworów regulacyjnych w dolnej części kadłuba, a następne dwa koła akcyjne—również częściowo zasilane. W części niskoprężnej znajdują się także trzy zawory regulacyjne przed kołem Curtisa, natomiast cztery dalsze stopnie akcyjne posiadają cał-



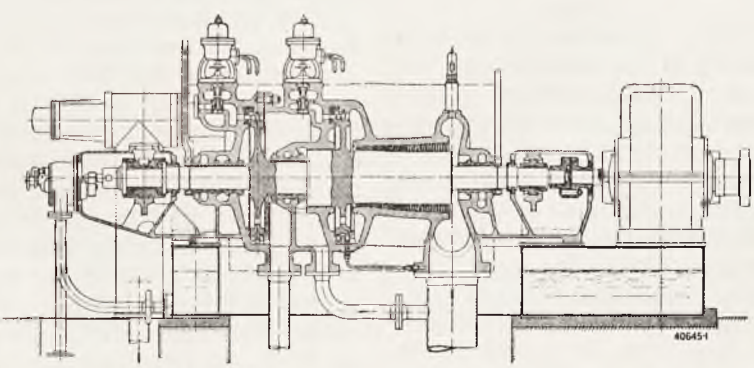
Rys. 41

kowite zasilanie. Tarcze wirnikowe tworzą jedną całość z wałem.



Rys. 42

Fabryka *Brown-Boveri* natomiast stosuje także w turbinach pracujących z przekładnią zębatą wał sztywny, zaopatrzony w części niskoprężnej w wielostopniową turbinę reakcyjną, używa jednak przeważnie mniejszej liczby obrotów, mianowicie 4500 do 5500 *obr/min.* Typ tego rodzaju z dwoma kołami regulacyjnemi Curtisa przedstawia rys. 43; — moc = = 900 *kW*; p_1 = 35 *atn*; p_2 = 1 *ata* (przeciwprężna); pobieranie pary za pierwszem kołem Curtisa przy 11 *atn*. Oczywiście w turbinie tego rodzaju dla mniejszej mocy łopatki reakcyjne są stosunkowo krótkie.

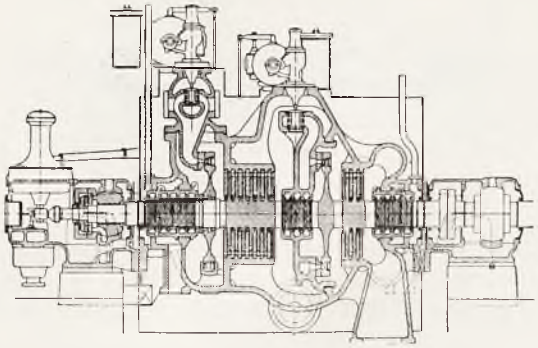


Rys. 43

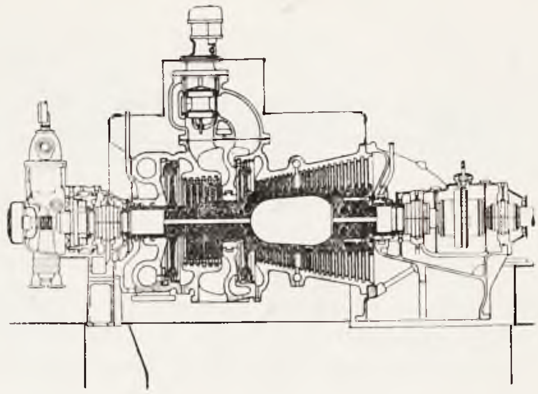
W wypadkach, w których zależy na możliwie ekonomicznej pracy i w których równocześnie przełyk pary jest duży, wykowa się wysokosprawne turbiny przeważnie z n = 3000 *obr/min.* Budowę przeciwprężnej turbiny Curtis-akcyjnej firmy *A. E. G.* widzimy na rys. 44; moc = 4000 *kW*; p_1 = 33 *atn*; t_1 = 500°C. Ze względu na mniejszy spadek cieplika w części niskoprężnej posiada ona mniej stopni niż część wysokoprężna aż do miejsca pobierania pary.

Turbinę jednokadłubową z akcyjną częścią wysokoprężną, a Curtis-Parsons jako niskoprężną w wykonaniu *Pierwszej Berneńskiej Fabryki* przedstawia rys. 45. Moc tego silnika wynosi 2650 *kW*; p_1 = 21 *atn*; t_1 = = 385°C; woda chłodząca 30°C; pobieranie przy 4 *ata* w ilości 0 do 9 *t/h*; największy przełyk 18 *t/h*. Mimo niskoprężnej części reakcyjnej turbina nie posiada tłoka odciążającego, a jest wyposażona w łoże stopowe o dużych wymiarach.

Bardzo ciekawa jest budowa turbiny firmy *Brown-Boveri*, uwidoczniona na rys. 46. W istniejącej siłowni o ciśnieniu w przewo-

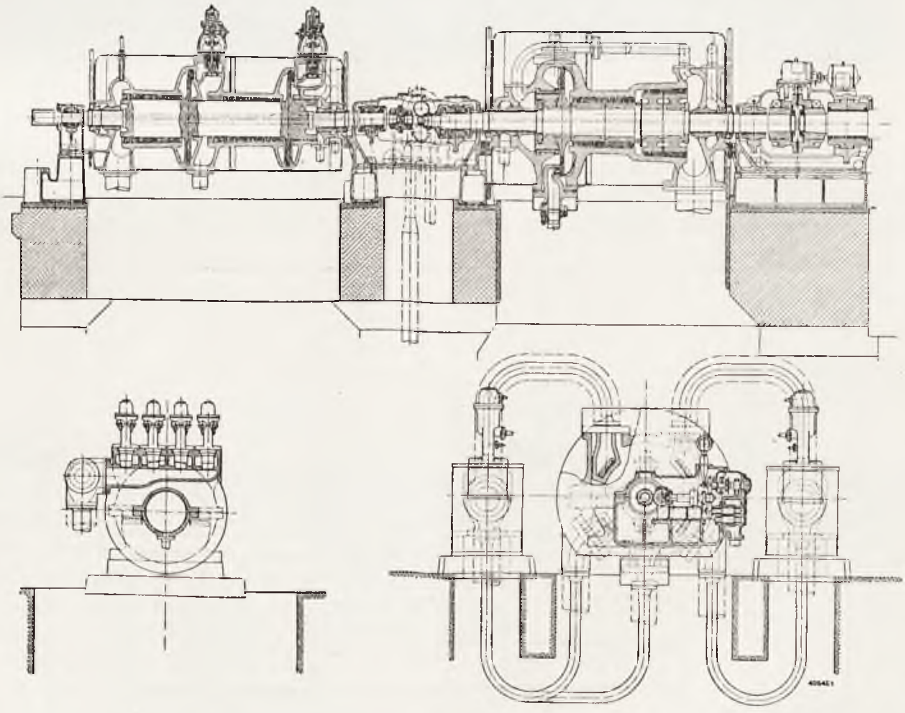


Rys. 44



Rys. 45

dach za kotłami 19 *atn* ustawiono instalację czołową o ciśnieniu 94 *atn*. W kadłubie wysokoprężnym (po prawej stronie rysunku) para rozpręża się z 94 do 20 *atn* (przełyk około 140 *t/h*) i odpływa do przewodu parowego starej centrali. Akcyjne koło regulacyjne jest zasilane zapomocą 5 zaworów. Kadłub niskoprężny (po lewej stronie rysunku), którego przełyk wynosi około 20 *t/h*, pobieranie pary przy 3 *atn* za cylindrem wysokoprężnym w ilości 0 do 11 *t/h*. Wirnik wysokoprężny, zaopatrzony w tłok odciążający, posiada koło Curtisa i 59 stopni reakcyjnych, a niskoprężny, nie zaopatrzony w tłok odciążający, — koło Curtisa i 27 stopni reakcyjnych. Bezwątpienia turbina o tak dużej liczbie Parsonsa może dać bardzo dobrą sprawność, lecz budowa

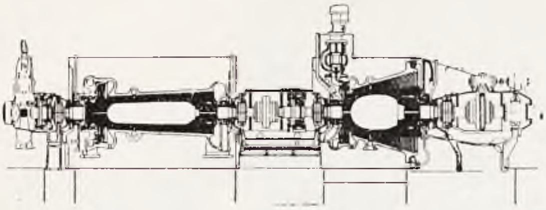


Rys. 46

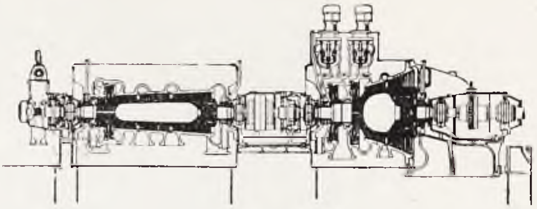
otrzymał stopniowe pobieranie pary do podgrzewania wody zasilającej kotły. Podgrzewanie to uskutecznia się w starej kotłowni parą o 3 i 9 *atn*, a w kotłowni nowej parą o 3 *atn*, 9 *atn* i 19 *atn*.

Również ze względu na duży spadek cieplika i duży przełyk *Tow. E. B.* zastosowało w typie uwidocznionym na rys. 47 ustrój dwukadłubowy o bardzo kosztownem łopatkowaniu; — moc = 4000 *kW*; $p_1 = 40$ *atn*; $t_1 = 450^0$C; woda chłodząca 10^0 do 15^0C; jej jest zbyt kosztowna. Oprócz sterowanego pobierania pary można ją odbierać bez regulacji samoczynnej w ilości do 4 *t/h* z cylindra wysokoprężnego za kołem Curtisa i za 15-tym stopniem reakcyjnym, w którym przy przełyku powyżej 18 *t/h* panuje ciśnienie około 12 *atn*.

Potrójne pobieranie pary z kondensacyjnej turbiny dwukadłubowej w wykonaniu *Pierwszej Berneńskiej Fabryki* widzimy na rys. 48; — $p_1 = 32$ *atn*; $t_1 = 400^0$C; woda chło-

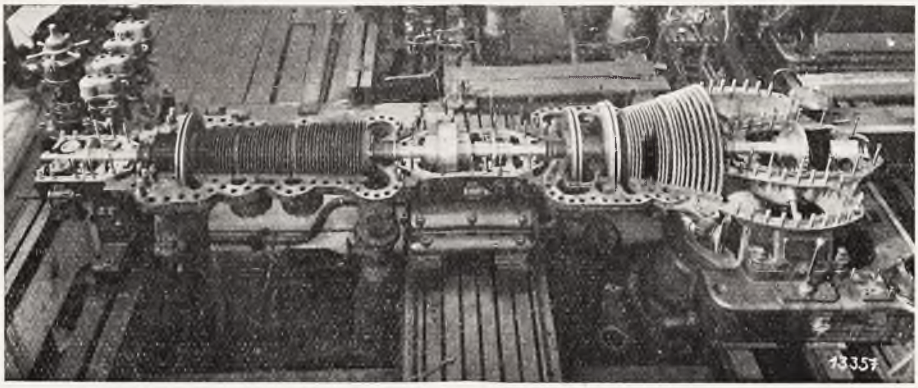


Rys. 47

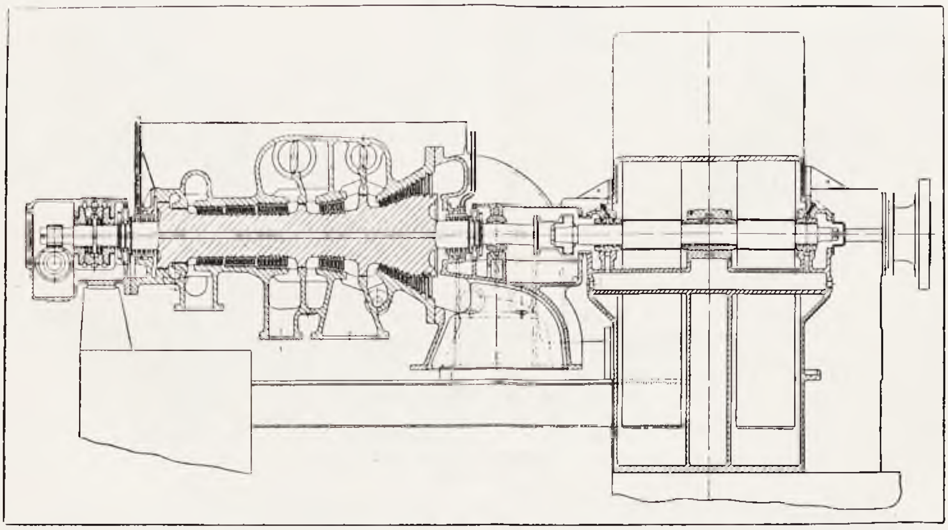


Rys. 48

dząca 25°C; — pierwsze pobieranie z cylindra wysokoprężnego o ciśnieniu 7,5 *atn* w ilości do 11,5 *t/h*, drugie pobieranie przy odpływie z tego cylindra w ilości do 30 *t/h* o ciśnieniu 4 *atn*, a trzecie pobieranie przy ciśnieniu 1,5 *atn* w ilości do 15 *t/h* za pierwszem kołem Curtisa w cylindrze niskoprężnym; — para wypływająca z cylindra wysokoprężnego płynie bowiem równolegle do obydwóch kół Curtisa w cylindrze niskoprężnym [15]). Z powodu dużego przełyku pary łopatki reakcyjne posiadają nawet na samym początku dostateczną długość, wpływającą korzystnie na uzyskanie wysokiej sprawności. W danym wypadku ostatnia jest bardzo ważna, w szczególności w cylindrze wysokoprężnym, ponieważ z pary odpływającej z niego pobiera się tak dużą ilość oraz ponieważ turbogenerator ma pracować rocznie około 8600 godzin. Widok dolnej części kadłuba i wirników przedstawia rys. 49.



Rys. 49



Rys. 50

Typ czysto reakcyjny, zaopatrzony w regulację jakościową i połączony z przekładnią zębatą buduje firma *Parsons*. Na rys. 50 widzimy turbinę tej wytwórni o mocy 3750 *kW*, pracującą z $n = 4500/350$ *obr/min* i z podwój-

[15]) Turbina ta jest obecnie montowana w Polsce.

nem pobieraniem pary. Regulacja pobierania pary odbywa się tutaj zapomocą klap dławiących, stojących pod wpływem serwomotorów z tłokami obrotowemi [16]). Rozwiązanie konstrukcyjne jest bardzo proste, lecz posiada tę samą słabą stronę regulacji jakościowej, o której wspominałem przy rozważaniu turbin przeciwprężnych.

Powyższe przedstawienie postępów w budowie turbin parowych wykazuje wielką twórczą pracę konstrukcyjną inżynierów mechaników, której dewizą, zwłaszcza w okresie kryzysu ekonomicznego, powinno być: „Budować tanio, a dobrze". Niestety praca ta twórcza jest zbyt mało doceniana, a u nas niema dla niej, z bardzo małemi wyjątkami, prawie wcale zrozumienia. Bezwątpienia odbija się to bardzo ujemnie na rozwoju naszego przemysłu metalowego.

Inż. T. JAKOWICKI i Inż. R. MADEJ.

RZADKI WYPADEK USZKODZENIA TURBOZESPOŁU.

W jednym z większych zakładów przemysłowych zdarzył się ostatnio rzadki wypadek uszkodzenia automatycznego zaworu parowego turbiny o mocy 6000 *kW*, n=3000 obr. na minutę, co spowodowało rozbieganie się i uszkodzenie turbozespołu.

Ustalony na miejscu przebieg wypadku był następujący.

Omawiany turbozespół służy głównie jako rezerwowy i bywa uruchamiany najczęściej w niedzielę, czyli w dniu najmniejszego obciążenia, a następnie w nocy z niedzieli na poniedziałek bywa odstawiany, a obciążenie przenoszone na większy turbozespół.

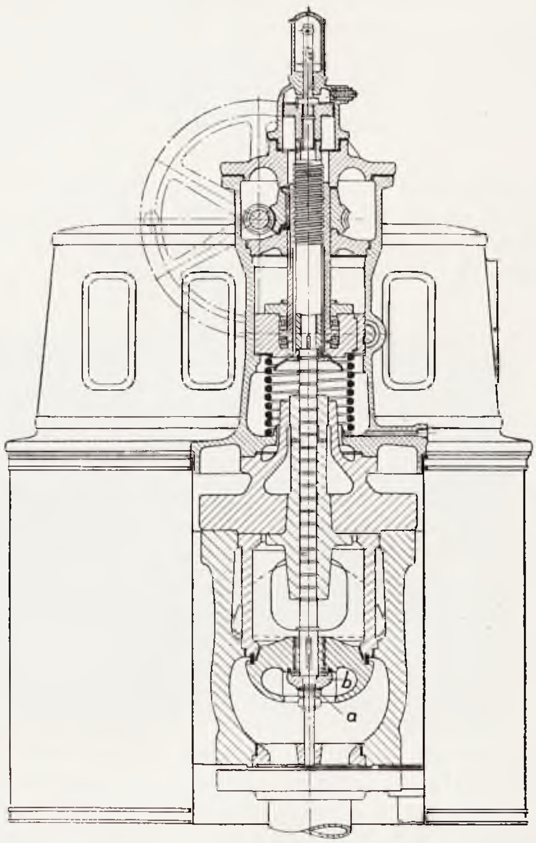
Krytycznej nocy, po zsynchronizowaniu uruchamianego zespołu większego i przerzuceniu na niego obciążenia, obroty odstawianego zespołu zaczęły wzrastać. Po chwili, gdy liczba obrotów dochodziła do niespełna 3300 *obr/min*, automat zadziałał. Zdawało się, że następuje zwykłe zjawisko automatycznego wyłączenia dopływu pary, poczem liczba obrotów zacznie spadać. W tym jednak wypadku tak się nie stało. Maszynista ku swemu przerażeniu zauważył, że obroty w dalszym ciągu wzrastają. Jego zabiegi, mające na celu opanowanie sytuacji, okazały się bezskuteczne i wówczas zawiadomił telefonicznie kierownictwo elektrowni. Obroty turbiny opanowano dopiero po przymknięciu zwykłego ręcznego zaworu na przewodzie parowym.

Po zmniejszeniu liczby obrotów do 1500 *obr/min* przeprowadzono kontrolę turbiny i przekonano się, że uszkodzony został automatyczny zawór parowy. Pozatem tak w momencie krytycznym, jak i po zmniejszeniu liczby obrotów turbiny zauważono, że III-ci zawór regulujący dopływ pary do turbiny nie domyka się.

O powyższym wypadku zawiadomiono wytwórnię turbiny z prośbą o przysłanie montera dla bliższego zbadania sprawy.

[16]) Patrz *Chrzanowski* — „Przegląd Techniczny", r. 1932, str. 348.

Przybyły następnego dnia monter, przystąpił do rozbierania turbiny. Okazało się, że zerwany został dolny koniec wrzeciona automatycznego zaworu parowego (rys. 1). Wrze-



Rys. 1

ciono urwało się na ostrem przejściu z grubszej gładkiej części walcowej w część cieńszą nagwintowaną normalnym gwintem Whitwortha 5/8″ (rys. 1 w miejscu *a*). Na gwincie tym osadzone były 2 nakrętki wraz z podkładką, podtrzymujące grzybek zaworu (*b*).

Po urwaniu się wrzeciona grzybek zaworu głównego wraz z urwaną częścią wrzeciona i nakrętkami opadł, podkładka zaś zo-

stała porwana przez strumień pary i dostała się pod grzybek III-go zaworu regulującego (rys. 2), co uniemożliwiło jego domykanie się.

Powyższe uszkodzenie wyjaśnia przyczynę nagłego wzrostu obrotów turbiny w okresie jej odstawiania. Urwany grzybek nie odcinał dopływu pary do zaworów regulujących, zaś III-ci zawór regulujący, który również powinien był być zamknięty — wskutek podejścia pod grzybek wspomnianej podkładki— był częściowo otwarty i tem samem para miała dostęp do turbiny w ilości odpowiadającej powstałemu w ten sposób przelotowi.

Z opisanych uszkodzeń wynika w sposób niedwuznaczny przyczyna nadmiernego wzrostu liczby obrotów turbiny.

Równocześnie okazało się, że wskutek nadmiernej liczby obrotów w ostatniem kole łopatkowem wirnika turbiny częściowo powychodziły z obsad poszczególne łopatki wirnika (rys. 3), co spowodowało w tych miejscach nie tylko starcie zewnętrznego bandaża, łączącego końce łopatek, ale nawet starcie samych końców poszczególnych łopatek o kadłub turbiny. Widoczne są ślady tego tarcia w kadłubie, bo wytarcie dochodzi do głębokości $^1/_4$ — $^1/_2$ *mm*. Na rys. 3 łopatki z lewej strony — uszkodzone są przez starcie górnego bandaża i ich końców; widoczne wysunięcie się łopatek z obsady wynosi około 5 *mm*; z drugiej strony rysunku widzimy łopatki o końcach niestartych z widocznym bandażem; wyciągnięcie z obsady wynosi tu około 1 *mm*; pogięcia łopatek powstały przy demontowaniu.

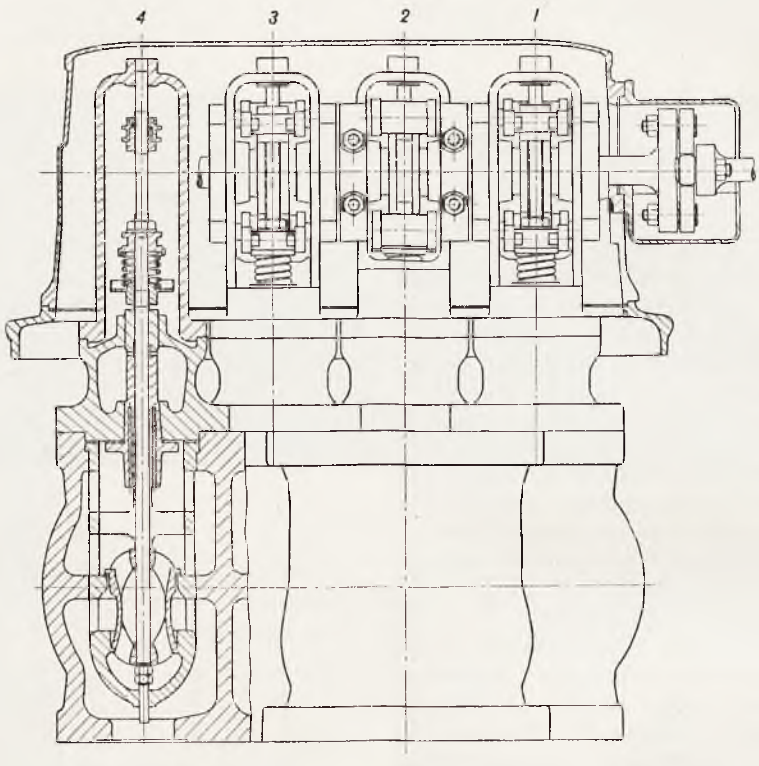
W czasie oględzin łopatki ostatniego koła wirnika były już wyjęte.

Przy tej okazji obejrzano stan wszystkich łopatek i stwierdzono, że łopatki w 4 i 5 kołach części akcyjnej wirnika, nie licząc koła Curtisa, są prawie zupełnie zniszczone, zwłaszcza w 4 kole. Materjał łopatek wspomnianych kół ma wygląd spalonego, jest rozwarstwiony i kruchy tak, że można paznokciem odrywać całe warstwy łopatki. Zniszczenie łopatek występuje głównie po stronie wylotowej. Charakterystyczne jest, że wszystkie pozostałe łopatki wirnika zarówno w kołach przed, jak i po omawianych uszkodzonych kołach są w zupełnie dobrym stanie.

W warunkach wypadku trudno jest podać przyczynę takiego zniszczenia łopatek dwóch kół; nasuwać się może przypuszczenie, że materjał uszkodzonych łopatek w tem miejscu nie stał na wysokości zadania.

Wracając do samego wypadku, podana przyczyna wzrostu liczby obrotów turbiny nie budzi żadnych wątpliwości.

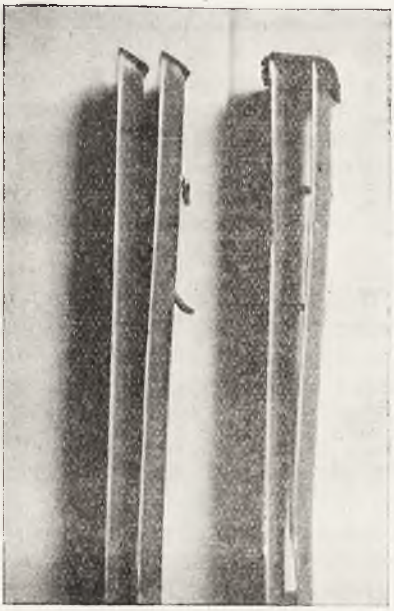
Urwanie się dolnej części wrzeciona na gwincie wskazuje, że część ta była za słaba, co może wywoływać poważne zastrzeżenia w zakresie konstrukcji i wykonania tak ważnego elementu, jakim jest automatyczny zawór parowy turbiny. Mając na uwadze znaczenie tego elementu, zawór bywał często sprawdzany. Ostatnie sprawdzenie było wykonane



Rys. 2

na tydzień przed wypadkiem. Liczba obrotów, przy której zawór ten podczas prób zamykał dopływ pary, wahała się w granicach 3230—3260 *obr/min*. Prób tych dokonywano, jak oświadczyło kierownictwo ruchu, przy zmniejszonym mniej więcej do połowy skoku zaworu.

Turbina do tego czasu pracowała 5980 godzin. Okres gwarancyjny tak dla turbiny jako całości, jak i dla łopatek już upłynął.



Rys. 3

Celem określenia rodzaju i własności materjału, z którego zostało wykonane urwane wrzeciono, poddano go badaniom chemicznym, metalograficznym i wytrzymałościowym.

Skład chemiczny materjału jest następujący:
C — 0,40 %
P — 0,022
S — 0,046
Si — 0,22
Mn — 0,77
Cr — 0
Ni — 0

Jest to więc zwykła stal węglista bez żadnych domieszek szlachetniejszych metali.

Struktura materjału, jak to wykazało badanie metalograficzne (rys. 4), jest niekorzystna, wpływająca wybitnie na kruchość i wskazująca, że materjał jest przegrzany i nie poddany uszlachetniającej obróbce termicznej.

Próby wytrzymałościowe dały następujące wyniki:

Wytrzymałość na rozerwanie $R = 60$ kg/mm^2
Granica plastyczności . . . $Q = 39$ „
$Q/R = 65\%$
Wydłużenie . . . . $A = 14\%$
Twardość Brinella . . . . 196.

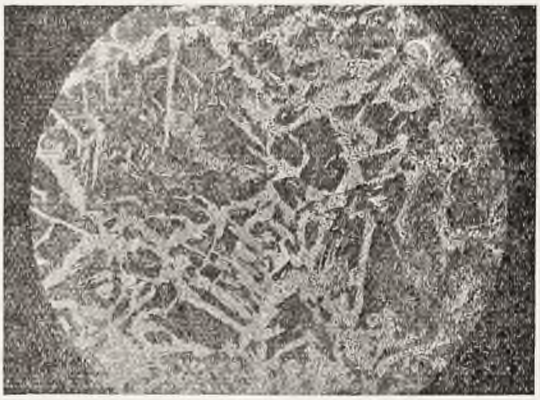
Do krytycznych uwag na temat konstrukcji tej części, która spowodowała wypadek, należy dodać poważne zastrzeżenia co do użytego materjału.

Na miejscu wypadku podano, że na tachometrze turbiny zauważono w pewnym momencie liczbę obrotów dochodzącą do 3700 *obr/min*. Czy to była jednak liczba maximalna, nie wiadomo, a raczej należy przypuszczać, że w chwili wypadku była ona wyższa. Takie przypuszczenia mogą się nasuwać nie tylko wskutek znacznej deformacji łopatek, które powychodziły z obsad, ale również wskutek rozdęcia bandażów w wirniku generatora, które w następstwie wypadku musiano wymienić. Rzecz jasna musiały być również wymienione wszystkie łopatki w ostatniem kole wirnika turbiny.

W automatycznym zaworze parowym zmieniono wrzeciono, dając je ze szlachetniejszej stali, a część nagwintowaną — o większym wymiarze, unikając ostrych przejść z części gładkiej na część gwintowaną.

Opisany wypadek nasuwa pewne refleksje.

Przedewszystkiem — „mogło być gorzej“, bo mogło się skończyć katastrofą, gdyby przepust III-go zaworu regulującego, utworzony skutkiem dostania się pod grzybek podkładki, okazał się większym i ilość pary, dostająca się do zupełnie nieobciążonej turbiny, spowodowała dalsze jej rozbieganie się.



Rys. 4

Z drugiej strony wypadek ten powinien być pewnem „memento“ dla wytwórni turbin, które powinny zwrócić szczególną uwagę na pewność działania i zachowania się w ruchu organów bezpieczeństwa, kładąc specjalny nacisk na racjonalność konstrukcji, dobroć materjału i wykonania.

ST. FELSZ, inż. techn.

NIEŚWIADOME ZAGŁUSZANIE MANOMETRÓW KOTŁOWYCH.

Zbyt silne zaciskanie miękkiego pakunku na rurce manometru może doprowadzić odrazu albo z czasem do takiego zagłuszenia dopływu pary pod manometr, że wskazania manometru przestają odpowiadać rzeczywistości: manometr wskazuje mniejsze ciśnienie do rzeczywistego. Nieświadomość tego stanu pociąga za sobą przeciążanie zaworów bezpieczeństwa, a to doprowadzić może do wybuchu kotła.

Jako przykłady życiowe mogą być tu opisane, z własnej praktyki, dwa wypadki takiego nieświadomego zagłuszenia, z których jeden w porę wykryty nie pociągnął złych następstw, drugi zaś został wykryty po wybuchu kotła, który pociągnął za sobą dwie śmiertelne ofiary w ludziach.

1. Na wąskotorowym parowozie Zakładów O., przy próbie wodnej jego kotła na parę lat przed wojną światową sprężynowe zawory bezpieczeństwa zostały uregulowane według manometru kontrolnego przez założenie odpowiednio przyciętych rurek rozpornych.

Fakt ten został zapisany do książki sznurowej z odnotowaniem długości rurek.

W parę miesięcy potem w tych samych zakładach byłem ponownie dla innych kotłów, a miałem zwyczaj — przechodząc koło jakichkolwiek kotłów czynnych czy nieczynnych lustrować je choćby pobieżnie bez względu na oficjalne terminy oględzin i bez zapisywania tej lustracji do książek kotłowych, chyba że przy lustracji wykrywało się coś niebezpiecznego dla kotła lub otoczenia.

Przechodząc obok omawianego parowozu, który wówczas pracował, założyłem nań swój kontrolny manometr i ze zdziwieniem zobaczyłem ogromną różnicę wskazań: manometr na kotle pokazywał 6 *atn*, dozwolone ciśnienie było 10 — 12 *atn* (ściśle nie pamiętam), mój kontrolny manometr pokazywał — 15 *atn*, a klapy — nie przepuszczały jeszcze. Oczywiście kazałem niezwłocznie spuszczać parę.

Okazało się, że pod samym manometrem rurka była zatkana zaciśniętem szczeliwem ołowianem. Zagłuszono go przez zbyt silne dociąganie naśrubka na gorąco wkrótce po dokonanej próbie wodnej. Personel przyznał się, że wkrótce po tej próbie zawory zaczynały przepuszczać parę przy ciśnieniu, znacznie niższem od dozwolonego, i sądząc, że założone przy próbie rurki rozporne są zbyt długie — poprostu wyrzucono je i zaciśnięto zawory tak, aby odpowiadały dozwolonemu ciśnieniu według wskazań zagłuszonego nieświadomie manometru kotłowego.

Taka ogromna nadwyżka ciśnienia, wynosząca conajmniej 15 — 6 = 9 *atn*, ponad ciśnienie dozwolone nie doprowadziła do wybuchu kotła tylko dlatego, że kocioł był względnie nowy, a błąd dostrzeżony w parę miesięcy po zagłuszeniu manometru. Można przypuszczać, że dalsze zaciskanie szczeliwa zwiększyłoby jeszcze więcej nadwyżkę ciśnienia, co skończyłoby się wybuchem kotła przed dwuletnim terminem rewizji zewnętrznej.

---

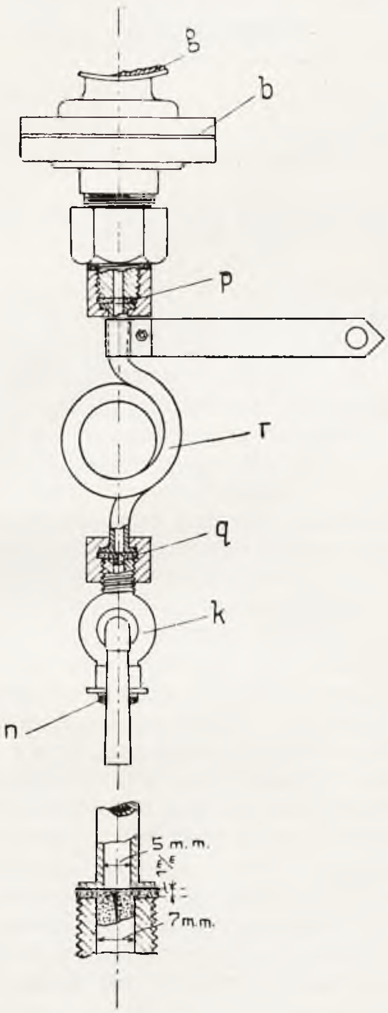
2. W N-rze 11 *Techniki Cieplnej* z r. 1924 został przeze mnie opisany „Wybuch kotła parowego na Stacji Warszawa Główna dn. 26 września 1924 r.” Przy podawaniu tego opisu pierwotna przyczyna wybuchu nie była jeszcze ustalona, wobec czego zaznaczono na końcu, że „przyczyny pierwotnego rozwarcia się kotła wyjaśnia śledztwo”.

Przyczynę wypadku udało się wkrótce potem ustalić. Kocioł który uległ wybuchowi zdjęty był ze starego parowozu i ustawiony w kotłowni stacyjnej przy ulicy Chmielnej przy ciśnieniu, zredukowanem do 8 *atn*. Skutki wybuchu: zniesiona cała kotłownia, zabity palacz i przechodząca po ulicy uczennica oraz kilku przechodniów rannych. Rozwarcie się płaskich ścian paleniska i zerwanie ich z gwintu na tyblach i ściągach wskazywało na jakieś nadmierne ciśnienie wewnątrz kotła. Wówczas przyszło mi na myśl opisane wyżej zagłuszenie manometru w zakładach O. Rurka od manometru została przy wybuchu zerwana, ale znaleziono ją wraz z innym zerwanym i zdjętym z tego kotła osprzętem w podręcznym magazyniku.

Po rozkręceniu obu naśrubków okazało się, że górna uszczelka (patrz. *p* na rys. 1) była w porządku t. j. miała otwór w środku, podczas go uszczelka dolna klingerytowa (*q*) była wciśnięta w otwór ku dołowi w stronę kotła. Wtłoczenie pakunku w tą stronę tłómaczy się większą średnicą przelotu kurka (7 *mm* patrz szkic na dole rys. 1), niż rurki (5 *mm*), wobec czego ściskana uszczelka ustępowała w kierunku większego otworu czyli mniejszego oporu. Wciśnięty do kurka (*k*) materjał w postaci czopika redukował ciśnienie w manometrze. Uszczelka była bardzo zużyta i skruszyła się zupełnie przy wyjmowaniu.

Możliwość redukcji ciśnienia w danym razie podkreślają dwie okoliczności: 1) przy wybuchu kotła jest duże prawdopodobieństwo pęk-

nięcia lub wyrwania błony sprężynowej w manometrze (przy niezatkanej rurce), gdy tu pozostała ona nienaruszona, 2) tylko przez redukcję można objaśnić błędne wyregulowanie na kotle zaworów bezpieczeństwa nie na 8 *atn*, a na ciśnienie blizkie 12 *atn*, ponieważ mon-



Rys. 1

ter zrobił to przy jednej z trzech „gospodarczych" prób wodnych (na robocze ciśnienie) bez manometru kontrolnego Były to próby przeprowadzone przez miejscową administrację podczas letniego postoju kotłów i po sprawdzeniu na prasie odjętych od kotłów manometrów. Wobec sprawdzenia odjętego manometru monter tak był siebie pewien, że widząc przepuszczające zbyt wcześnie zawory „wyregulował" je nieświadomie fałszywie na ciśnienie 12 *atn*, co ustalono po wybuchu drogą ich próby po uprzedniem poprostowaniu ze wszelkiemi ostrożnościami pogiętych przy wybuchu wrzecion. Ponieważ zaś wybuch nastąpił po rozpaleniu kotła po trzymiesięcznej nieczynności od czasu prób wodnych, można przypuszczać, że części zaworów przyrdzewiały, wentyle silnie przylgnęły do siodełek, włoskowata szczelina w pakunku zarosła więcej osadem i w rezultacie redukcja wskazań manometru wzrosła, a klapy ruszyły dopiero po znacznem przekroczeniu 12 *atn* rzeczywistych przed samym wybuchem.

Dla wyjaśnienia sprawy wciskania uszczelki i redukcji wskazań manometru przy włoskowatym otworze w uszczelce przeprowadzone zostały próby następujące:

Wzięto manometr ze średnicą gwintowanego króćca i uszczelki 16 *mm*. Uszczelkę wycięto z arkusza klingerytu 5 *mm* grubości (t.j. grubości czopika, który zatkał rurkę manometrową u kotła na ul. Chmielnej). W uszczelce został przebity szpilką otwór. Pomimo tak silnego zaciskania uszczelki na aparacie Ruchholz'a (do sprawdzania manometrów), że zjawiała się obawa skręcenia króćca manometru, uszczelka nietylko nie wykazała żadnego wyraźnego zgrubienia przy otworze, ale nie dała żadnej redukcji wskazań.

Ztąd wniosek, że wtłaczanie uszczelek klingerytowych (lub ołowianych) może zachodzić tylko przy dociąganiu ich na gorąco w stanie nieco rozmiękczonym i że u danego kotła był to pakunek stary niezmieniany i ciągle tylko dociągany tak, że grubość jego zmniejszyła się do połowy. Ażeby doświadczalnie wywołać czasową redukcję wskazań manometru przez ściśnięcie w uszczelce otworu od szpilki trzeba było pod próbowany pakunek podłożyć krążek stalowy z otworem 2 *mm*, a między uszczelką, a manometrem dać mały krążek z takim samym otworem. Dopiero wówczas można było bez obawy naderwania króćca ścisnąć uszczelkę tak, że zjawiła się czasowa redukcja. Na spadek ciśnienia potrzeba było następującego czasu:

Z 7,4 do 6 *atm* — 2 *minuty*, do 5 *atm* — 2 *min* do 4 *atm* — 4 *min*, do 3 *atm* — 6 *min*, do 2 *atm* — 12 *min*, do 1,5 *atm* — 15 *minut*.

Taki stosunek między czasem, a spadkiem ciśnienia jest funkcją danej włoskowatej szczeliny dla wody, i to jest w warunkach doświadczalnych czasowa redukcja wskazań manometru.

Stałą redukcję wskazań manometru na kotle przy wciśnięciu uszczelki można objaśnić w sposób następujący: przez włoskowaty otwór w utworzonym czopiku uszczelki przesącza się pod manometr para i skrapla się. Skropliny nie mogą przesączyć się nadół, wskutek czego całą przestrzeń wolną rurki nad pakunkiem zajmuje korek wodny na który wywiera ciśnienie para pod uszczelką. Aczkolwiek woda wywierany na nią nacisk przekazuje równomiernie na wszystkie strony a więc i na błonę lub rurkę manometru, to jednak nacisk pary na pakunek jest zmniejszony o sztywność uszczelki.

Ztąd zjawia się stała redukcja wskazań. Tak czy inaczej fakt stałej redukcji wskazań manometrów jest zjawiskiem, z którym się

trzeba bardzo liczyć. Wywołuje je zbyt silne i częste dociskanie uszczelek na gorąco zwłaszcza pakunków zużytych, a tak zwane „regulowanie” zaworów bezpieczeństwa bez kontrolnych manometrów może wtedy doprowadzić do wybuchu kotła, jak to miało miejsce w 1924 roku na ulicy Chmielnej.

Należy tu podkreślić jeszcze ważność przedmuchiwania manometrów, jako codziennej kontroli. W razie zagłuszenia manometru uszczelką powyżej kurka przy połączeniu manometra z atmosferą i oddzieleniu go od kotła wskazówka jego musi spadać powoli, o ile na to pozwala pozostawiona w pakunku szparka.

W obu opisanych tu wypadkach niebezpiecznego zagłuszenia nikt widocznie takiej kontroli nie wykonywał.

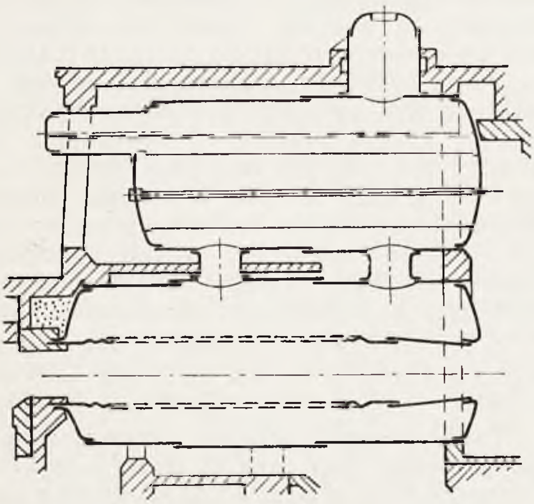
Inż. Z. KLĘBOWSKI.

NIEZWYKŁE USZKODZENIE KOTŁA SYST. TISCHBEINA*)

W pewnej fabryce wyrobów drzewnych w styczniu bieżącego roku, podczas pracy kotła, została zgnieciona jego płomienica.

Opis kotła.

Kocioł Tischbeina z jednym poziomem wody, o pow. ogrzew. 257,4 m², zbudowany był w 1909 r. w I Brneńskiej Fabryce Maszyn, na ciśnienie robocze 13 atn.



Rys. 1

Obydwie płomienice są faliste na długości 4000 *mm*, wykonane z blachy grubości 12,5 *mm*, ich średnice wynoszą 900 x 1000 *mm*, długość fali 200 *mm*, wysokość fali 50 *mm*.

Kocioł posiada przedpalenisko z rusztami schodkowemi o pow. 9 m² na trociny i odpadki drzewne.

Palenisko jest przegrodzone ścianą oddzielającą obydwie połowy, przynależne do każdej płomienicy. Okoliczność ta dopuszcza nierównomierne — w pewnych granicach — obciążenie obydwu płomienic.

Po wyjściu z płomienicy, gazy rozdzielają się (rys. 1) na dwa strumienie: pierwszy płynie kanałem szerokości 500 *mm* bezpośrednio do płomieniówek górnego walczaka, drugi zaś dostaje się do płomieniówek dalszym kanałem szerokości przeszło 1000 *mm* przez przegrzewacz i zasuwę przegrzewaczową.

Gazy spalinowe poza płomienicami mogą się już ze sobą łączyć, gdyż dalej kanały nie są przegrodzone.

Po przejściu płomieniówek, gazy omywają kolejno: doł górnego walczaka od przodu ku tyłowi, grzbiet górnego walczaka od tyłu ku przodowi. Następnie opuszczając się z przodu dolnego walczaka, gazy omywają jego boki, i kierują się ku dołowi, omywają spód dolnego walczaka w kierunku od przodu ku tyłowi — i wreszcie uchodzą do komina.

Zasilanie kotła odbywa się przez dolny walczak rurą średn. 80 *mm* długości (w kotle) 1620 *mm*, umieszczoną na wysokości 250 *mm* nad grzbietem lewej płomienicy i skierowaną w płaszczyźnie poziomej ku prawej płomienicy pod kątem $\sim 10^0$ do odpowiedniej tworzącej płaszcza walczaka, tak, iż przedłużenie jej wylotu przypada mniej — więcej na ostatnią nieuszkodzoną falę prawej płomienicy.

Warunki pracy kotła.

Kocioł po dłuższej nieczynności, ustawiony został na obecnem miejscu pracy w 1928 r. i uruchomiony na początku 1929 r.

Kocioł pracował zwykle przez dwie zmiany. Pełne obciążenie fabryki wymagało dostarczenia pary dla maszyny parowej o mocy około 210 *KM*, dla suszarni i prażarki klocców na forniery.

W końcu 1932 roku, dokonana przez inż. Dozoru Kotłów, rewizja wewnętrzna nie ujawniła żadnych, godnych uwagi, uszkodzeń.

Około 10 dni przed wypadkiem, kocioł był przemywany.

W dniu krytycznym kocioł—jak zwykle—uruchomiono o godz. 6 rano. Według oświad-

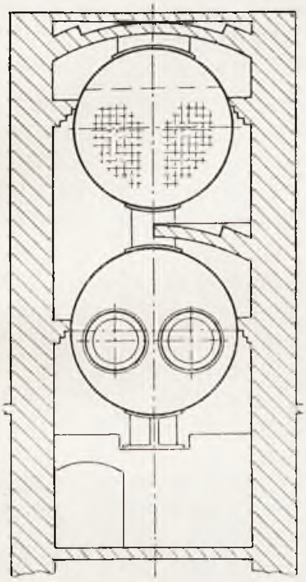
---

1) Niniejsza notatka jest wynikiem wspólnej wymiany myśli i uzgodnienia zdań z p. Rudolfem Hauzerem ze Lwowa, Inż. Dozoru Kotłów, w którego rejonie znajduje się omawiany kocioł. Za współudział w badaniach, życzliwe przedyskutowanie zagadnienia, koleżeńskie ułatwienia w zebraniu materjału, jakoteż za wykonanie zdjęć fotograficznych, podpisany serdecznie dziękuje P. Inż. R. Hauzerowi.

czenia miejscowego personelu, nie zauważono dnia tego żadnych odchyleń od normalnych warunków pracy kotła, a wypadek nastąpił o godz. 2 m. 30 po południu podczas pełnej pracy przedsiębiorstwa, przy ciśnieniu w kotle od 11 do 12 atn.

Uszkodzenie kotła

Uszkodzenie kotła polegało na zgnieceniu z obydwu stron prawej płomienicy, jak pokazano na rys. 2, przedstawiającym po-



Rys. 2

przeczny przekrój kotła, obserwowany ze stanowiska palacza. Zgniecenie początkowo zaobserwowano tylko na sfalowanej części płomienicy o długości około 3500 *mm*. Po usu-



Rys. 3

nięciu obmurza, otaczającego wnętrze płomienicy, przy wejściu do niej gazów, okazało się, iż zgniecenie obejmuje również cylindryczną część przodu płomienicy, tak iż łączna długość zgniecenia wynosi około 3900 *mm*.

Na wgłębieniu piątej fali, licząc od początku, na długości około 110 *mm* otworzył



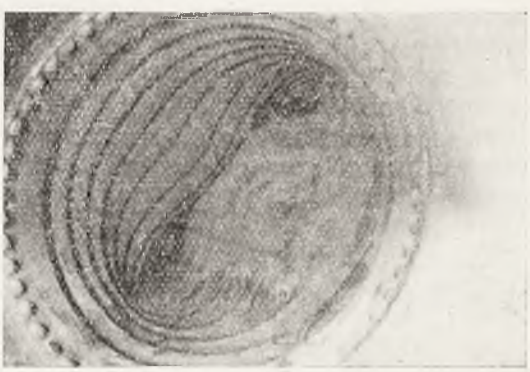
Rys. 4

się spaw (rys. 2), a przez powstałą w ten sposób szczelinę, woda z kotła została wyciśnięta do płomienicy.



Rys. 5

Wypadku z ludźmi nie było. Rys. 3 przedstawia miejsce otworzenia się spawu. Zdjęcia dokonano od spodu płomienicy, przez włazo-



Rys. 6

wy otwór, umieszczony u dołu przedniego dna, po wycięciu próbki tego miejsca dla zbadania materjału.

Rys. 4 przedstawia to samo miejsce zdjęte od tyłu ku przodowi kotła.

Rys. 5 i 6 przedstawiają wgniecioną płomienicę zdjętą od strony paleniska (rys. 5) i od tyłu kotła (rys. 6).



Rys. 7

Rys. 7 przedstawia grzbiet zgniecionej płomienicy z uwidocznieniem rury zasilającej wystającej z przedniego dna.

Badanie kotła po wypadku.

Badanie przeprowadzone wkrótce po wypadku, nie ujawniło zaklinowania zaworów bezpieczeństwa podczas wypadku, lub niefunkcjonowania ich z jakiejkolwiek innej przyczyny. Na zgniecionej płomienicy nie ujawniono śladów przegrzania blachy, jakoteż żadnych uszkodzeń z wyjatkiem rozczepienia się szwu spawanego, powstałego niewątpliwie wskutek spłaszczenia się płomienicy, właśnie podczas odkształcenia.

Lewa płomienica zanieczyszczona była w wgłębieniach fal miękkim łuszczącym się osadem nie sformowanego jeszcze kamienia, grubości do 2 *mm*.

Podczas późniejszego badania, dokonanego przez podpisanego, zwrócono szczególną uwagę:

1) na stopień nieokrągłości lewej nieuszkodzonej płomienicy,

2) na drogę jaką mogły odbywać gazy spalinowe, przynależne do każdej płomienicy zosobna, a w związku z tem na rodzaj obmurza i jego stanu.

Lewa płomienica posiada 20 wewnętrznych karbów — fali. Długość fali — l, wysokość fali — h, oraz przeciętna średnica płomienicy sfalowanej — D, wynoszą:

$$l = 2 \times 100 \ mm, \quad h = 50 : 2 = 25 \ mm,$$

$$D = 900 + \frac{100}{2} + 12{,}5 = 962{,}5 \ mm.$$

Pomiary największej i najmniejszej średnic (nominalnie 900 *mm*) dokonane na karbach fal od wewnątrz płomienicy, dały wyniki ujęte w załączonej tablicy. Największe średnice odpowiadały pionowym, a namniejsze poziomym średnicom.

Liczba porządkowa karbu, liczonego od przodu	Największe odchylenie w *mm* od wymiaru 900 *mm*	
	w poziomie	w pionie
1	— 42	+ 3
2	— 25	0
3	— 25	+ 2
4	— 13	+ 2
5	— 10	+ 2
6	+ 1	+ 2
7	+ 1	+ 2
8	+ 2	+ 2
9	+ 1	+ 3
10	+ 3	+ 3
11	+ 3	+ 3
12	+ 3	+ 3
13	+ 2	+ 2
14	0	0
15	0	0
16	0	0
17	0	0
18	0	0
19	0	0
20	+ 3	0

Znaczne odchylenia od okrągłości przedniej części lewej płomienicy, podsunęło myśl, że w wytłoczonych gardzielach płomienicowych przedniego dna tkwi już defekt odchylenia od okrągłości pociągający za sobą spłaszczenie końca płomienicy przy wnitowywaniu w dennice kotła.

Pomiary jednak końca płomienicy prawej w części cylindrycznej u wylotu jej z przedniego dna niedały znacznych odchyleń od nieokrągłości, a mianowicie odpowiednie średnice wynoszą: pionowa — 890 *mm*, pozioma 893 *mm*, w płaszczyźnie spłaszczenia się płomienicy — 888 *mm*, w płaszczyźnie do niej prostopadłej — 911 *mm*.

Przy badaniu stanu obmurza nie zauważono nic, co by wskazywało na możność znacznie większego forsowania prawej płomienicy, dzięki mniejszemu oporowi przy przepływie gazów spalinowych krótszą drogą, niż gazów z lewej płomienicy i niż to przewiduje rysunek obmurowania.

Zauważono natomiast, iż zasuwa przegrzewaczowa, odpowiadająca lewej płomienicy, była otwarta na 2/3 swej wysokości, a zasuwa odpowiadająca prawej płomienicy była otwarta całkowicie. Zasuwy były tak mocno osadzone, iż niemożna było niemi manewrować przy pomocy—przerzuconych przez rolki nazewnątrz obmurza kotła—łańcuchów z przeciwwagami, co daje duże prawdopodobieństwo, iż zasuwy podczas wypadku były w tem samem położeniu, co podczas badania.

Rozważania nad wynikami badań.

Okrągłe płomienice faliste o osi prostej z jednorodnego materjału, przedstawiają duży opór przeciwko zmianie postaci (spłaszczeniu się) pod działaniem ciśnienia hydrostatycznego.

Takie płomienice (faliste) są jednak znacznie podatniejsze na wyboczenie przy działaniu sił osiowych.

Spłaszczenie się okrągłej płomienicy pod wpływem działania ciśnienia hydrostatycznego, oraz wyboczenie się jej pod wpływem działania sił osiowych wywołanych reakcją den, wskutek wydłużenia się płomienicy — są to zjawiska dotyczące stateczności postaci, a nie wytrzymałości.

Jeżeli natomiast istnieje pewne odchylenie przekroju płomienicy od okrągłości, lub prócz sił osiowych działają inne, dające moment zginający oś płomienicy, mamy do czynienia ze zwykłem zagadnieniem wytrzymałościowem.

Siły działające wzdłuż płomienicy, nie są ściśle osiowe, ponadto wypadkowa ciężaru płomienicy i wyporu hydrostatycznego nie jest równa zeru. Te okoliczności powodują zginanie płomienicy. Zginanie cienkościennych rur okrągłych, pociąga za sobą zmianę przekroju okrągłego na eliptyczny.

Najbardziej sprzyjające warunki do zginania płomienicy przez ciśnienie hydrostatyczne zachodzą, jeżeli wyginanie się płomienicy odbywa się w płaszczyźnie, w której leży mała oś elipsy (określającej początkowy przekrój płomienicy), a przekrój o największym odchyleniu od okrągłości znajduje się w pobliżu środka długości.

Podczas szczegółowego badania kotła stwierdzono, iż niektóre przekroje lewej płomienicy — nieuszkodzonej — posiadają znaczne odchylenia od okrągłości, a mianowicie dochodzące do 40 *mm* różnicy pomiędzy największą i najmniejszą średnicą tak iż

$$\frac{b}{a} = \frac{2b}{2a} = 0{,}95.$$

Można przypuszczać, iż uszkodzona płomienica posiadała również znaczne odchylenia od okrągłości.

O ile omawiane odchylenia w prawej płomienicy były większe niż zmierzone w lewej i jeżeli ponadto przekrój o największym spłaszczeniu początkowem znajdował się blisko środka długości, a największy wymiar tego przekroju leżał w płaszczyźnie zginania osi płomienicy, to prawa płomienica miała pierwszeństwo przed lewą w zgnieceniu się.

Musiała jednak istnieć dodatkowa przyczyna, która dopiero teraz — po szeregu lat pracy — spowodowała wypadek.

Taką przyczyną mogło być nadmierne ciśnienie w kotle, powstałe wskutek zaklinowania zaworów bezpieczeństwa i związana z tem wyższa temperatura blach płomienicy obniżająca granicę plastyczności materjału, lub wreszcie znacznie intensywniejsza praca prawej płomienicy niż lewej, ponad miarę tego co się dotychczas zdarzało.

Znacznie intensywniejsza praca prawej płomienicy powodowałaby wskutek wyższej temperatury większe wygięcie jej, pociągające za sobą większe spłaszczenie (od zginania) pierwotnie okrągłego przekroju, co ułatwiłoby ciśnieniu hydrostatycznemu dokonanie reszty.

Żadnych jednak ważkich oznak, któreby pozwoliły stwierdzić istnienie którejkolwiek z tych okoliczności, nie ujawniono.

Personel bezpośrednio obsługujący kocioł, który często w podobnych wypadkach mógłby dostarczyć pożytecznych — dla wyników badań — szczegółów, jak zwykle to bywa, może i tym razem, obawiając się ściągnięcia na siebie odpowiedzialności, nie był wielomówny.

Zauważono wprawdzie, iż zasuwa przegrzewaczowa odpowiadająca lewej płomienicy była otwarta tylko na 2/3 wysokości, a zasuwa odpowiadająca prawej płomienicy — całkowicie. Ta okoliczność powodowała, iż gazy z prawej płomienicy przy tym samym ciągu (statycznym) miały mniejsze opory niż w lewej płomienicy, co pozwalało palaczowi prawą płomienicę obciążać więcej niż lewą. Było to możliwe tembardziej, iż przegroda w palenisku stwarza sytuację dwóch odrębnych palenisk dla każdej płomienicy.

Ta okoliczność, mając teoretyczny sens, nie mogła — jednak — sama tak skutecznie zaważyć na losach prawej płomienicy.

W celu wyjaśnienia jakie sumaryczne spłaszczenie płomienicy (stosunek $\frac{b}{a}$ przy $a = 962{,}5$) na większej długości wystarczy, aby ciśnienie hydrostatyczne wywołało w skrajnych włóknach płomienicy przekroczenie granicy plastyczności — dokonano odnośnych obliczeń (których tu się nie podaje).

Przytoczona niżej tabliczka wskazuje jakie ciśnienie w kotle p w zależności od stosunku osi przekroju płomienicy $\frac{b}{a}$ wystarczy do spłaszczenia płomienicy przy założeniu, iż granica plastyczności materjału wynosi $K_{pl} = 1552$ kg/cm^2. Taką granicę plastyczności przypisujemy materjałowi płomienicy w pracy przy 10 *atn*.

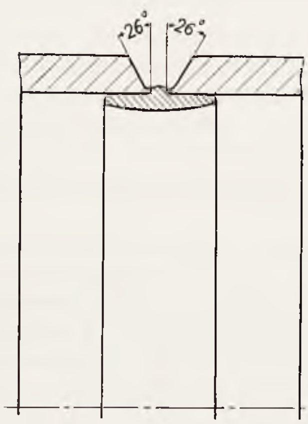
$\frac{b}{a} =$	1	0,98	0,95	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,3	0
$p =$	47,8	32	21,45	14	8,4	6,25	4,88	4,1	3,15	2,5

KRONIKA TECHNICZNA.

Spawanie rurociągów w Ameryce.

W związku z zapoczątkowaniem prac specjalnej Komisji P. K. N. dla opracowania przepisów spawania, które obejmą również spawanie w budowie kotłów parowych, staje się aktualna poniższa notatka z wąskiej, ale dość ważnej dziedziny zastosowania spawania w Ameryce, a mianowicie spawania rurociągów pracujących pod ciśnieniem.

Spawanie przewodów zamiast częstego łączenia ich zapomocą kołnierzy i u nas napewno będzie coraz szerzej stosowane, a to ze względu na mniejszą wtedy wagę przewodów i większą niezawodność ich pracy przy mniejszej ilości połączeń kołnierzami.



Rys. 1

W Ameryce spawanie przewodów pod ciśnieniem stosunkowo niedawno ma tak szerokie zastosowanie. Przepisów normujących warunki techniczne konstrukcyj spawanych, ich odbioru i sprawdzania jakości wykonania, Ameryka dotąd nie posiada. Dopiero zebrany jest bogaty materjał z tej dziedziny i obecnie mają być opracowane odnośne przepisy.

W przewodach dla pary przegrzanej stosowane jest tam spawanie do ciśnienia 52 *atn*, a w przewodach zasilających nawet do 64 *atn*; najwyższe temperatury spawanych przewodów podczas pracy wynoszą 460°C, a dla pary rtęci nawet 515°C; średnice rurociągów dochodzą do 600 — 700 *mm*. Większość przedsiębiorstw stosuje zarówno spawanie elektryczne jak i gazowe, przyczem to ostatnie jest częściej używane dla rurociągów bardziej złożonych oraz dla rur o małych średnicach. Roboty wykonywane w warsztacie prawie zawsze są spawane elektrycznie. Zaznacza się wyraźnie dążenie do zmniejszenia ilości spawanych szwów wykonywanych na miejscu pracy rurociągu, gdyż spawanie w warsztacie wypada znacznie taniej i łatwiej może być kontrolowane. Najbardziej rozpowszechnione jest spawanie w styk z krawędziami blachy ściętemi pod kątem 45° (żłobek 90°), chociaż w ostatnich czasach stosowany jest również kąt 60° (krawędzie ścięte pod kątem 30°). Dla bardzo dużych średnic wykonywane są żłobki do spawania w kształcie litery *U*. Stosowanie nakładek i żeber wzmacniających w miejscach styku przewodów, uważane jest za niepotrzebne i takie wzmocnienia dawane są tylko przy spawaniu króćców w przelotniach maszyn parowych (reciverach). Aby zapobiec przeciekaniu materjału podczas spawania i tworzeniu się sopli, dość często stosowane są pierścienie pod szwem (rys. 1), których jeden koniec dopawa się z zewnątrz do przewodu. Takie pierścienie stosowane przeważnie dla dużych średnic, chociaż spotykają się już przy średnicach 65 — 100 *mm*.

Na obróbkę termiczną szwów spawanych w Ameryce położony jest duży nacisk i jako przepis poddaje się tej obróbce większą część wszystkich spawów wykonywanych na warsztacie. Same metody wyżarzania są różne; dla robót na miejscu montażu przeważnie stosowane są przenośne palniki gazowe, albo naftowe; używane jest również nagrzewanie wokoło styku rur acetylenem, lub elektrycznie. Obróbkę termiczną szwów spawanych stosuje się prawie zawsze dla przewodów parowych w instalacjach kotłowych, a dla dalekonośnych przewodów parowych, spawanie używane jest tylko dla dużych grubości ścianek rur. Dla przewodów rtęciowych wyżarzanie nie jest stosowane ze względu na wysoką temperaturę przepływającego medjum.

Większość przedsiębiorstw dotąd jeszcze wykonywa połączenie osprzętu z rurociągiem zapomocą kołnierzy. Przypawanie osprzętu do przewodów stosuje się tylko dla rurociągów oliwnych w turbinach oraz do przewodów o małych średnicach rur (do 50—55 *mm*). Tylko jedna wytwórnia poleca stosowanie dopawania osprzętu, przyczem wielkość króćca dobierana jest tem większa im większy jest prześwit rury.

Czyszczenie rur po spawaniu odbywa się zwykłemi sposobami, przepuszczaniem trzpienia, czyszczeniem zapomocą strumienia piasku, przyczem dużą uwagę zwraca się na czystość wewnętrznych powierzchni spawanych, stosując podane już wyżej pierścienie i unikając spawań na montażu.

Dla spawanych przewodów wytwórnie posługują się warunkami technicznemi dla rur stalowych, opracowanemi przez A. S. T. M. (Amerykańskie T-wo Badania Materjałów) i czasami tylko na żądanie obniżają zawartość węgla w stali (nie wyżej 0,35 % dla przewodów parowych i nie więcej 0,25 % — dla przewodów rtęciowych). Żadnych specjalnych warunków dla materjału na kołnierze wytwórnie nie wysuwają, czasami tylko wymagana jest niska zawartość węgla w stali używanej na kołnierze.

Wybór elektrod do spawania odbywa się zazwyczaj na podstawie danych praktycznych. Przeważa opinja, że sam skład chemiczny materjału elektrod, może doprowadzić do błędnych wyników i dlatego brane są zwykle pod uwagę wskazówki firm wytwarzających elektrody. Coraz szersze zastosowanie mają tam elektrody powleczone.

Odbiór spawanych rurociągów polega zwykle na przeprowadzeniu próby wodnej na ciśnienie 1, 5—2 razy większe niż ciśnienie robocze. Podczas próby rurociąg

opukiwany jest młotkiem i w wypadku gdy na szwie spawanym wystąpi łzawienie, szew ten musi być wycięty. Tylko w wyjątkowych wypadkach dozwolone jest zapawanie miejsc łzawiących.

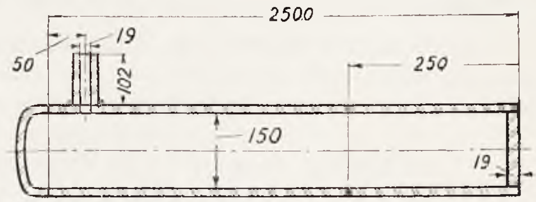
Ogólnie przeważa zrozumienie, że dobre przygotowanie spawaczy i kontrola ich pracy jest podstawowym warunkiem pomyślnego prosperowania firmy. Prześwietlanie wykonanych szwów spawanych, promieniami Röntgena, ma zastosowanie tylko dla robót na warsztacie i nawet spotyka się (choć dość rzadko) zapatrywanie, że nie może ono definitywnie określić jakość szwu spawanego. Sprawdzenie szwów spawanych sprowadza się zwykle do ich oględzin zewnętrznych, wycinania szwów wybranych dla kontroli, które poddaje się potem próbom na rozciąganie i zginanie w dwóch kierunkach. Czasami stosowana jest również analiza metalograficzna.

Wybór spawaczy oparty jest na indywidualnem sprawdzeniu ich pracy, przyczem bez dokładnego badania wykonanych przez nich szwów, spawacze z zasady nie są dopuszczani do robót odpowiedzialnych. Zaznacza się dążność do kształcenia spawaczy od samego początku na miejscu w fabryce.

Badanie spawaczy polega na wykonaniu przez nich trzech szwów: pionowego, poziomego i t. zw. sufitowego, czyli wykonanego nad głową spawacza. Badanie to nietylko traktowane jest jako jedyny sposób sprawdzenia kwalifikacyj spawaczy, ale również jako racjonalny sposób podniesienia jakości ich pracy. Oprócz tych prób, które wykonywa spawacz przed przyjęciem go do pracy, niektóre przedsiębiorstwa uważają za potrzebne przeprowadzać sprawdzanie systematyczne wycinając szwy dla kontroli w odstępach 3 do 6 miesięcy, wzgl. w dowolnym czasie, oczywiście bez uprzedzenia o tem spawacza. W Chicago przy spawaniu przewodów parowych pracujących pod ciśnieniem 18 *atn* i 330° C, jako egzaminacyjne zadanie dla spawacza było spojenie dwóch odcinków rur o średnicy 200 *mm* i długości po 225 *mm* każdy. Potem wzorzec był przecięty wzdłuż tworzących na 9 pasków, które poddawano próbom na rozrywanie i zginanie w różnych kierunkach. Próby na rozrywanie przeprowadzano przy obciążeniu 32 *kg/mm*²; dla prób na zginanie kąt zgięcia w stronę środka ruru nie mógł być mniejszy niż 15° dla spawania na gazie i 20° dla spawania elektrycznego. Oprócz wykonania spawów na wzorcu położonym swobodnie, przeprowadza się próby szwów wykonanych na nieruchomym wzorcu tego samego typu, oraz na wzorcu ustawionym pionowo. Porównanie pracy spawaczy przeprowadza się na podstawie zużytego czasu, elektrod, rozchodu energji, oraz wyników prób wytrzymałościowych.

W T-wie „Baltimor" przyjęto dla badania spawaczy wzorzec rury o średnicy 150 *mm*, długości 2500 *mm*, przy którym z jednej strony dopojone jest denko wypukłe, z drugiej — denko płaskie. Prócz tego na jednym końcu musi być dopojony króciec średnicy 19 *mm* (rys. 2).

Po wykonaniu tej pracy spawacz rozcina rurę na 4 części po 250 *mm* długości i spowrotem spawa wszystkie części, a robi to w położeniu rury nieruchomej, ustawionej poziomo i pionowo. Dopojenie dna płaskiego wykonywane jest „sufitowo", czyli spawanie odbywa się nad głową robotnika.



Rys. 2

Ciśnienie próbne tak wykonanego wzorca wynosi 175 *atn* w czasie 5 minut z opukiwaniem młotkiem. Jeżeli spaw silnie cieknie, spawacz uważany jest jako nieodpowiedni; jeżeli spaw łzawi słabo, dozwolone jest zapawanie i w wypadku powtórnego łzawienia spawacz również jest dyskwalifikowany. Jeżeli próba wodna wzorca dała wynik zadawalający, wtedy rurę przecina się na próbki dla przeprowadzenia następujących sprawdzeń:

a) spaw na całej grubości blachy powinien być dobrze połączony z materjałem rury;

b) w spawie nie może być pęcherzyków powietrza, szlaki i okładziny elektrod; dozwolone jest nie więcej niż 8 małych pęcherzyków na 1 *dcm*² przekroju spawu, a w tem nie więcej jak 2 pęcherzyki średnicy 1,5 *mm*;

c) pogrubienie materjału spawanego powinno zaczynać się z końcem styku i nie może przekraczać 3,2 *mm* w jego środku;

d) próby na rozrywanie przeprowadza się przy obciążeniu 30,5 *kg/mm*² dla rur spawanych na zakładkę i nie mniej 33,5 *kg/mm*² dla rur bez szwu. Przy wydłużeniu próbek 20% nie powinny jeszcze zjawiać się wyraźne pęknięcia i odskakiwania spawu;

e) jedną próbkę poddaje się złamaniu dla stwierdzenia głębokości przegrzania materjału rury oraz ilości pęcherzyków;

f) jeden wzorzec poddaje się próbie wodnej na ciśnie 390 *atn*. Tylko wzorce wytrzymujące zadawalająco wszystkie te badania dopuszczają odnośny rurociąg do pracy na ciśnienie powyżej 8 *atn* i dla temperatury powyżej 68°.

Jako przykład dobrego wykonania spawania rurociągów, można podać wykonanie przewodów w fabryce „General-Electric" o średnicy od 0,5 do 18″: dla pary przegrzanej o 29 *atn* i 400° C, dla wody o 43 *atn* i 180° C, dla ropy i oleju o 25 *atn* i 125° C oraz dla powietrza o ciśnieniu 7 *atn*. 2000 szwów były wykonane w tej instalacji zapomocą spawania elektrycznego z elektrodami powleczonemi. W tem spawane były również rury bez szwu o grubości ścianek 13 *mm* i zawartości węgla nie więcej niż 0,2%. Kolana i kształtki zastosowane były ze stali kutej. Podczas pracy na montażu nie przeprowadzano żadnej kontroli spawów

z wyjątkiem oględzin zewnętrznych dokonywanych prze specjalnych techników, z których każdy miał dozór nad sześcioma spawaczami. Podczas próby odbiorczej wszystkich przewodów ani jeden styk średnicy rury powyżej 4″ nie pociekł. Dobre wyniki dały również badania połączeń rur ze szwem podłużnym spawanym, np. była wykonana spawana rura średnicy 600 *mm* dla pary o ciśnieniu 30 *atn* i 400°C o grubości ścianki 25,4 *mm*, oraz rury 800 i 900 *mm* średnicy dla międzystopniowego przegrzewacza pary na ciśnienie 8 *atn*.

W.

Wiadomości Urzędowe.

Dnia 10 sierpnia b. r. w Dz. U. R. P. Nr. 59, poz. 383 ukazało się: „Rozporządzenie Ministrów Przemysłu i Handlu, Opieki Społecznej oraz Spraw Wewnętrznych z dnia 15 lipca r. b. o przechowywaniu karbidu przez zakłady przemysłowe".